

РУДЕНКО В.И., СТЕПАНОВА Л.А., РУЧКО В.Н. (ДонНТУ)

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ МОДЕЛИ ОЦЕНКИ СТЕПЕНИ ВОЗМОЖНЫХ ПОВРЕЖДЕНИЙ ДЕТАЛЕЙ МАНИПУЛЯТОРА ПРОКАТНОГО СТАНА НА СТАДИИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ

В статье рассмотрено использование модели оценки степени возможных повреждений при совершенствовании конструкции манипулятора прокатного стана. Определены усилия, действующие на вертикальный ролик манипулятора. Рассмотрен порядок определения параметров пружины вертикального ролика.

На современном этапе развития производства, совершенствование существующего металлургического оборудования, должно происходить с учетом снижения его материалоемкости, повышения долговечности и обеспечения требуемого уровня производительности.

Для решения этих задач, с точки зрения оптимизации и обеспечения надежного их функционирования, процесс проектирования нового оборудования необходимо осуществлять с учетом оценки реальных нагрузок, действующих на него.

Учет рабочих нагрузок и усилий воздействующих на детали, как внешних факторов $V_{ВШ}(t)$, а также прочностных и геометрических характеристик деталей, представленных их параметрами, как внутренних факторов $V_{ВН}(t)$, позволяет при вероятностном расчете их долговечности, использовать на стадии проектирования модель оценки степени возможных повреждений детали, представленную в работе [1], общий вид которой учитывает данные факторы:

$$R = f[(V_{ВШ}(t), V_{ВН}(t))], \quad (1)$$

где R — оценка степени возможных повреждений детали; $V_{ВШ}(t)$ — внешние факторы, действующие на деталь; $V_{ВН}(t)$ — внутренние факторы, влияющие на скорость накопления повреждений; t — время эксплуатации детали.

Однако для более точной оценки долговечности деталей необходимо при проектировании определить перечень реальных нагрузок и оценить характер их воздействия на процесс накопления повреждения. Немаловажное значение такой подход имеет при проектировании совершенствовании машин, подвергающихся интенсивным перегрузкам и расположенным в технологической линии прокатного производства. Надежность работы таких машин сказывается на производительности прокатного стана, а значит, эффективность производства.

Эффективности работы прокатной клетки зависит от оптимизации процесса прокатки, сказывающейся на производительности прокатного стана. На сегодняшний день, данная задача практически решена: выбрана оптимальная калибровка прокатных валков, определена скорость прокатки, назначены режимы обжатия и т.д. Одним из оставшихся методов повышения производительности прокатного стана, является принудительная задача металла в валки.

Чтобы осуществить такую процедуру, необходимо совершенствовать конструкцию манипулятора, который задавал бы дополнительное ускорение раскату, за счет встроенных вертикальных приводных роликов. Обеспечивая, таким образом, возможность увеличения обжатия в пропуске, а значит, повышение производительности прокатного стана.

Как известно, максимальное ускорение a_{MAX} , которое может быть достигнуто при горизонтальных роликах рольганга 3 (рис. 1), не превосходит fg , что при коэффициенте

трения раската о ролики рольганга $f=0,3$, составляет $a_{MAX}=2,94 \text{ м/с}^2$. Реально же данное значение еще меньше, и составляет для разных станов: $a=0,65-1,55 \text{ м/с}^2$ [2].

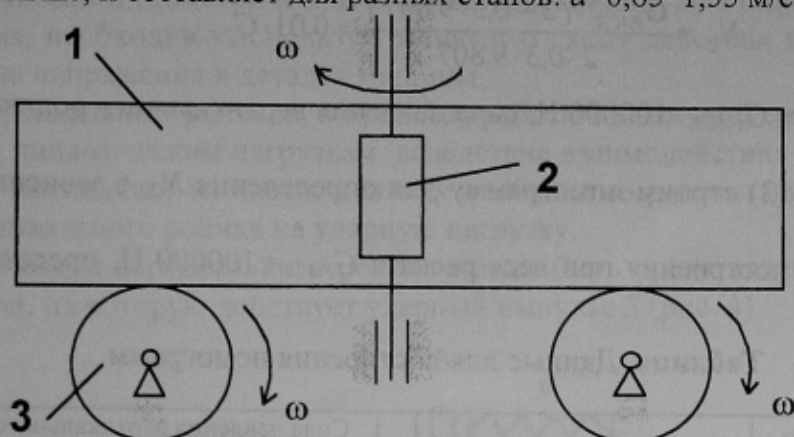


Рис. 1. Движение раската в манипуляторе

С целью увеличения ускорения раската 1, предлагается установить дополнительные приводные вертикальные ролики 2, встроенные в линейку манипулятора [3].

Определим необходимую силу прижатия вертикального ролика к раскату N_2 при заданной величине ускорения раската. При расчете будем предполагать, что раскат находится на двух горизонтальных роликах и прижимается двумя вертикальными роликами с противоположных сторон, что всегда будет иметь место (рис. 2).

Движение раската описывается уравнением:

$$m_{РАСК} \cdot a = 2 \cdot F_{ТР_2} + 2 \cdot F_{ТР_3}$$

или:

$$m_{РАСК} \cdot a = 2 \cdot f \cdot N_2 + 2 \cdot f \cdot N_3, \quad (2)$$

где $m_{РАСК}$ — масса раската; a — ускорение раската; N_2 — сила давления вертикального ролика на раскат; N_3 — сила давления раската на горизонтальный ролик рольганга ($G_{РАСК}=2N_3$, где $G_{РАСК}$ — вес раската); f — коэффициент трения раската о горизонтальные и вертикальные ролики.

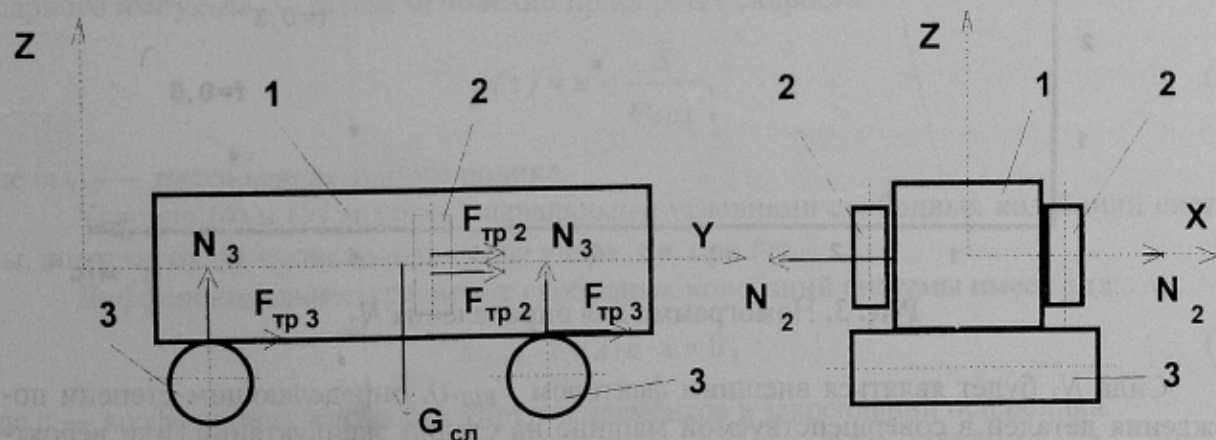


Рис. 2. Силы, действующие на раскат в манипуляторе

Найдем N_2 из уравнения (2):

$$N_2 = \frac{1}{2 \cdot f} \cdot \left(\frac{G_{РАСК}}{g} \cdot a - f \cdot G_{сл} \right) = \frac{G_{РАСК}}{2 \cdot f \cdot g} \cdot (a - f \cdot g), \quad (3)$$

при $a=3 \text{ м/с}^2$, $f=0,3$ из уравнения (3), имеем:

$$N_2 = \frac{G_{РАСК} \cdot (3 - 0,3 \cdot 9,807)}{2 \cdot 0,3 \cdot 9,807} = 0,01 \cdot G_{РАСК},$$

т.е. при весе раската $G_{РАСК}=100000 \text{ Н}$, сила давления вертикального ролика на раскат — $N_2=1000 \text{ Н}$.

По формуле (3) строим номограмму для определения N_2 , в зависимости от f и a (рис. 3).

Данные для построения при весе раската $G_{РАСК}=100000 \text{ Н}$, представлены в таблице.

Таблица. Данные для построения номограмм

Коэффициент трения f	Ускорение раската a , м/с^2	Сила давления вертикального ролика на раскат N_2 , $\cdot 10^4 \text{ Н}$
0,1	2,0	5,20
0,2	3,0	2,65
0,3	4,0	1,80
0,4	5,0	1,38
0,5	6,0	1,12
0,6	7,0	0,95

Представленная на рис. 3 номограмма позволяет найти при известном коэффициенте трения f раската о приводной вертикальный ролик и заданном ускорении a — необходимую силу прижатия N_2 вертикального ролика к раскату.

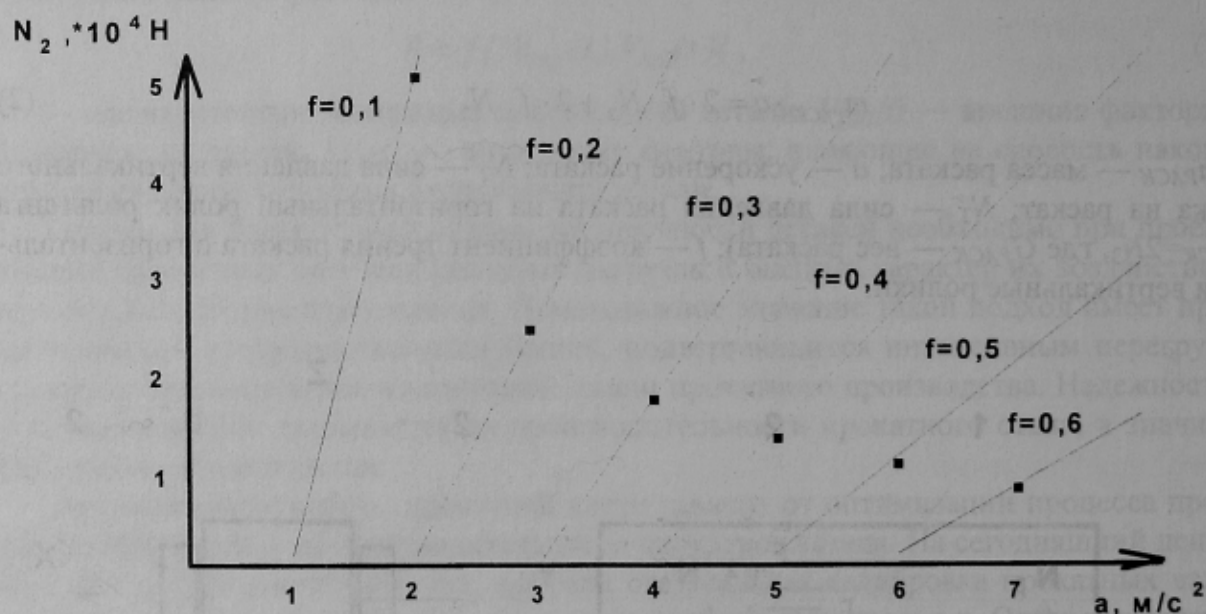


Рис. 3. Номограмма для определения N_2

Сила N_2 будет являться внешним фактором $V_{ВШ}(t)$, определяющим степени повреждения деталей в совершенствуемой машине на стадии эксплуатации, или вероятностное значение долговечности деталей, на стадии проектирования. Оценить вероятностное значение долговечности проектируемой или совершенствующейся металлургической машины можно на основании имеющихся данных о предстоящей ее загрузке, т.е. имея информацию о планируемой производительности (производственной программе).

Влияние внутренних факторов $V_{ВМ}(t)$ на степень повреждения деталей, определяется их прочностными и геометрическими характеристиками. Для определения их численного значения, необходимо используя расчетную схему действия нагрузок, рассчитать допускаемые напряжения в деталях машины.

Опоры вертикальных роликов, в процессе работы прокатного стана, подвергаются интенсивным динамическим нагрузкам, вследствие взаимодействия ролика со раскатом при выходе последнего из клетки, поэтому необходимо рассчитывать упругий элемент опоры вертикального ролика на ударную нагрузку.

Расчетная схема вертикального ролика может быть представлена одномассовой упругой системой, на которую действует ударный импульс S (рис. 4).

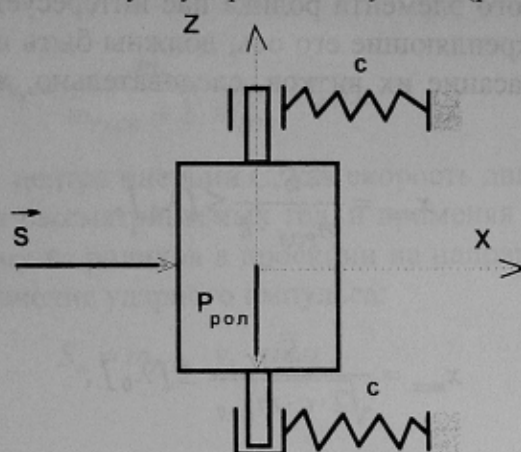


Рис. 4. Расчетная схема вертикального ролика

Рассмотрим свободные колебания системы, вызываемые ударным импульсом \bar{S} .

Пусть этот импульс прикладывается в течение бесконечно малого промежутка времени τ (время удара), поэтому сразу после исчезновения импульса перемещение ролика будет еще отсутствовать, т.е.:

$$x(\tau) = 0. \quad (4)$$

На основании основного уравнения теории удара [4], вследствие приложения ударного импульса \bar{S} , ролик мгновенно приобретет скорость:

$$v(\tau) = u = \frac{\bar{S}}{m_{ролл}}, \quad (5)$$

где $m_{ролл}$ — масса вертикального ролика.

Условия (4) и (5) являются начальными условиями свободных колебаний системы, которые будут происходить после удара, т.е. при $t > \tau$.

Дифференциальное уравнение свободных колебаний системы имеет вид:

$$m_{ролл} \cdot \ddot{x} + 2 \cdot c \cdot x = 0, \quad (6)$$

где c — коэффициент жесткости упругих элементов в закреплении оси ролика.

Решением уравнения (6) с учетом начальных условий (4) и (5) будет:

$$x = A \cdot \sin(k \cdot t + \alpha),$$

где A — амплитуда колебаний, $A = \frac{v(\tau)}{k} = \frac{\bar{S}}{m_{\text{РОЛ}} \cdot k}$; k — частота собственных колебаний, $k = \sqrt{\frac{2 \cdot c}{m_{\text{РОЛ}}}}$; α — начальная фаза.

Таким образом, колебания системы будут происходить по закону:

$$x = \frac{\bar{S}}{m_{\text{РОЛ}} \cdot k} \cdot \sin(k \cdot t). \quad (7)$$

При расчете упругого элемента ролика нас интересует максимальное смещение ролика, т.к. пружины, закрепляющие его ось, должны быть подобраны таким образом, чтобы не происходило касание их витков, следовательно, жесткость пружин должна определяться из условия:

$$x_{\text{max}} = \frac{\bar{S}}{m_{\text{РОЛ}} \cdot k} \leq [\lambda_0],$$

или другими словами:

$$x_{\text{max}} = \frac{\bar{S}}{\sqrt{2 \cdot c \cdot m_{\text{РОЛ}}}} \leq [\lambda_0], \quad (8)$$

где $[\lambda_0]$ — предельное сжатие пружины.

Таким образом, из условия (8) находим необходимый коэффициент жесткости c пружины при заданном λ_0 , т.к. λ_0 определяется из конструктивных соображений [4]:

$$c \geq \frac{S^2}{2 \cdot m_{\text{РОЛ}} \cdot [\lambda_0]^2}. \quad (9)$$

Для расчета жесткости пружин опор вертикальных роликов по формуле (9) необходимо знать величину ударных импульсов, действующих на ролики.

Рассмотрим взаимодействие раската с вертикальными роликами при выходе раската из клетки (рис. 5).

За расчетный принимается случай, когда раскат взаимодействует с вертикальными роликами при не полном выходе раската из клетки, т.к. при этом не происходит затрат кинетической энергии раската на поворот его во время удара.

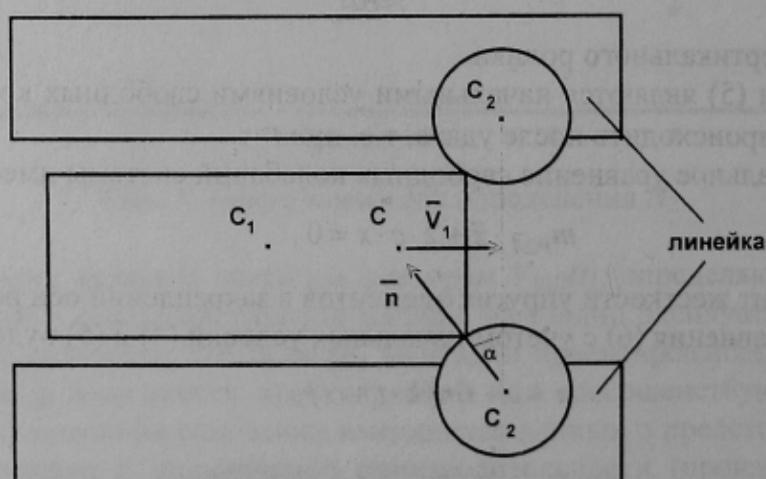


Рис. 5. Схема захвата раската роликами

Рассматривая раскат и ролики как единую механическую систему, можно утверждать, что центр инерции C системы сохраняет величину и направление скорости после удара, т.к. все удары происходят внутри системы, т.е. возникают между телами, входящими в систему, а поэтому справедлив закон сохранения движения центра масс системы.

Скорость центра инерции C определяется из соотношения:

$$m_{РАСК} \cdot v_{РАСК} = m_{РАСК} \cdot v_1 + 2 \cdot m_{РОЛ} \cdot v_1, \quad (10)$$

где $v_{РАСК}$ — скорость раската до удара; v_1 — скорость центра инерции системы после удара.

Из (10) следует:

$$v_1 = \frac{m_{РАСК}}{m_{РАСК} + 2 \cdot m_{РОЛ}} \cdot v_{РАСК}. \quad (11)$$

Рассматривая скорость центра инерции C , как скорость движения преграды [4], о которую ударяется каждое из рассматриваемых тел, и применяя теорему об изменении количества движения к одному из роликов в проекции на направление нормали \bar{n} при неупругом ударе, получим значение ударного импульса:

$$S_n = m_{РОЛ} \cdot v_1 \cdot \sin \alpha,$$

или с учетом (11):

$$S_n = m_{РОЛ} \cdot \frac{m_{РАСК}}{m_{РАСК} + 2 \cdot m_{РОЛ}} \cdot v_1 \cdot \sin \alpha. \quad (12)$$

Следует отметить, что определяя S_n при неупругом ударе, мы тем самым в неявном виде предполагаем, что, коэффициент восстановления $\kappa=0$. Это предположение позволяет получить наибольшее значение ударного импульса. Так при отношении $m_{РАСК}/m_{РОЛ} \geq 5$, кинетическая энергия в случае $\kappa=0$ больше, чем при $\kappa \neq 0$, а это означает, что величина ударного импульса, определяемая по формуле (12) — наибольшая.

Определяем максимальное напряжение пружины при принятых по конструктивным соображениям параметрам пружины:

$$\tau_{max} = k \cdot \frac{N_2 \cdot R}{\frac{\pi \cdot r^3}{3}} \leq [\tau], \quad (13)$$

где R — радиус витков пружины; r — радиус проволоки; k — коэффициент, учитывающий как влияние перерезывания, так и ряд других факторов, и величина которого зависит от соотношения R/r , при $R/r=3-k=1,58$.

Полученную величину максимального напряжения сравниваем затем с допускаемым напряжением, которое с учетом изменяющейся нагрузки для рессорной стали равно $[\tau]=2/3 \cdot 800 \text{ Н/мм}^2=540 \text{ Н/мм}^2$.

Далее определяем осадку пружины λ и сравниваем ее с предельно допустимой осадкой $[\lambda_0]$:

$$\lambda = \frac{64 \cdot n \cdot N_2 \cdot R^3}{G \cdot d^4} \leq [\lambda_0], \quad (14)$$

где n — число витков пружины; R — радиус витков пружины; d — диаметр проволоки пружины; G — модуль упругости при кручении.

После этого определяем для выбранной пружины осадку при воздействии ударного импульса по формуле:

$$\lambda_1 = \frac{\bar{S}}{\sqrt{2 \cdot c \cdot m_{\text{РОЛ}}}} \leq [\lambda_0], \quad (15)$$

где $c = \frac{N_2}{\lambda}$.

Если выбранные параметры пружины удовлетворяют условиям (13)–(15), то подбор пружины на этом заканчивается.

Теперь, имея значения внешних факторов $V_{\text{ВШ}}(t)$, представленных силой N_2 , и внутренних $V_{\text{ВН}}(t)$, представленных параметрами пружины: R, r, n, d, λ_0 и τ_{max} , можно воспользоваться разработанной моделью оценки степени возможных повреждений детали [1], для определения ее вероятностного значения для деталей рассматриваемой машины, главным фактором которой будет являться ее производительность:

$$R(t) = \sum_{S_{\text{РАСК}}=1}^k r_{S_{\text{РАСК}}} \cdot \left(\frac{Q_{S_{\text{РАСК}}}}{1000} \right), \quad (16)$$

где $S_{\text{РАСК}}$ — тип раската (по весу), $S_{\text{РАСК}}=1 \dots k$; k — количество типов раската; $Q_{S_{\text{РАСК}}}$ — суммарная масса раскатов типа $S_{\text{РАСК}}$, пройденная через манипулятор за интервал времени t ; $r_{S_{\text{РАСК}}}$ — удельное повреждение детали при воздействии на нее нагрузок от воздействия на нее 1000 тонн раскатов типа $S_{\text{РАСК}}$.

Таким образом, представленную модель достаточно легко адаптировать под любую металлургическую машину, что поможет обоснованно подойти к вероятностному определению степени повреждения ее деталей не только во время эксплуатации, но и на стадии их проектирования.

Список литературы

1. Ченцов Н.А., Ручко В.Н. Оценка использованной части ресурса деталей металлургического оборудования по усталостной прочности // «Защита металлургических машин от поломок». — Мариуполь, 1998. — С. 47–50.
2. Иванченко Ф.К., Полухин П.И., Тылкин М.А., Полухин В.П. Динамика и прочность прокатного оборудования. — М.: Металлургия, 1970. — 487 с.
3. А.с. СССР № 452382 «Манипулятор-кантователь обжимного стана», 1974.
4. Бутенин Н.В., Луиц Я.Л., Меркин Д.Ф. Курс теоретической механики. Т.2. — М.: Наука, 1971. — 462 с.

© Руденко В.И., Степанова Л.А., Ручко В.Н., 2002

МАНЯК Н.А. (ДонНТУ)

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ БОРА НА СТРУКТУРУ И СВОЙСТВА КИПЯЩЕЙ СТАЛИ

Установлено, что модифицирование кипящей стали бором обеспечивает снижение химической неоднородности слитка, увеличение толщины плотной корочки и придает стали иммунитет против старения.

Специфической особенностью кристаллизации кипящей стали является интенсивное газовыделение и образование пузырей в слитке. Кипение стали обычно начина-